



TUGAS AKHIR - TM 145648

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA SILINDER DENGAN BERBAGAI UKURAN

AULYA FADHILAH ACHMAD
NRP. 10 2115 000 100 13

ALIF HARDIAN PUTRA
NRP. 10 2115 000 100 34

Dosen Pembimbing I
Ir. NUR HUSODO, M.Sc

Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S.Pd

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS - DISNAKERTRANS JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2018



TUGAS AKHIR - TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA
SILINDER DENGAN BERBAGAI UKURAN**

AULYA FADHILAH ACHMAD
NRP. 10 2115 000 100 13

ALIF HARDIAN PUTRA
NRP. 10 2115 000 100 34

Dosen Pembimbing I
Ir. NUR HUSODO, M.Sc

Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S.Pd

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS - DISNAKERTRANS JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2018



FINAL PROJECT - TM 145648

**DESIGN OF CYLINDRICAL GLASS BOTTLE CUTTING
MACHINE WITH VARIOUS SIZES**

AULYA FADHILAH ACHMAD
NRP. 10 2115 000 100 13

ALIF HARDIAN PUTRA
NRP. 10 2115 000 100 34

Counsellor Lecturer I :
Ir. NUR HUSODO, M.Sc

Counsellor Instructor :
JIWO MULYONO, S.Pd

DEPARTMEN OF INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING
ITS-DINAKERTRANS EAST JAVA
Faculty of Vocational
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA SILINDER DENGAN BERBAGAI UKURAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin

Pada

Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D-3 TEKNIK MESIN
DISNAKERTRANS -ITS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Aulya Fadhilah Achmad

NRP. 10 2115 000 100 13

Alif Hardian Putra

NRP. 10 2115 000 100 34

Distujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Pembimbing

Instruktur Pembimbing



Eni Nur Husodo, MSc
NIP. 19610421 198701 1 001

Jiwo Mulyono S.Pd
NIP. 19610511 198203 1 007

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG BOTOL KACA SILINDER DENGAN BERBAGAI UKURAN

Nama Mahasiswa : 1. Aulya Fadhilah Achmad
2. Alif Hardian Putra
NRP : 1. 10211500010013
2. 10211500010034
Jurusan : Departemen Teknik Mesin
Industri kerjasama
Disnakertrans FV-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Nur Husodo, M.Sc
Instruktur Pembimbing : Jiwo Mulyono, S.Pd

Abstrak

Limbah botol kaca merupakan material yang dapat dijual atau dimanfaatkan kembali sebagai kerajinan. Reuse adalah cara paling mudah mengolah limbah botol kaca. Maka dari itu untuk mengolah kembali botol kaca diperlukan mesin potong agar memudahkan proses machining.

Observasi yang dilakukan untuk mengetahui perancangan, gaya, daya, dan juga sensor yang digunakan untuk keperluan proses pemotongan. Setelah itu, dilakukan studi literatur mengenai elemen mesin yang dibutuhkan untuk merancang alat ini. Setelah mengetahui elemen mesin yang digunakan, alat akan dirancang dan digambar sehingga dimensi alat dapat diketahui. Percobaan alat dilakukan setelah perancangan. Jika alat masih belum bekerja secara optimal akan dilakukan evaluasi kembali.

Dari perencanaan didapatkan hasil pemotongan rata dan halus. Melalui pendekatan perhitungan yang dilakukan, diperoleh gaya pemotongan sebesar 5 kgf, putaran 1500 rpm, daya 5 W sehingga digunakan motor dengan daya 10 W, kekuatan minimum material ulir penggerak sebesar 6,274 kgf/mm², putaran 45 rpm, daya 1,167 W digunakan motor dengan daya 3 W, serta gaya untuk memutar botol kaca sebesar 2,525 kgf, putaran 100 rpm dan daya 6,07 W, sehingga digunakan motor daya 10 W. Dari hasil pemotongan botol kaca diameter 80mm dibutuhkan waktu 150 detik. serta untuk melakukan proses pemotongan dengan efektif dan efisien

perlu adanya fitur otomatis, sehingga di pilih sensor potensio untuk memudahkan proses pemotongan.

Kata kunci: *limbah botol kaca, reuse, kerajinan tangan, mesin pemotong botol kaca.*

DESIGN OF CYLINDRICAL GLASS BOTTLE CUTTING MACHINE WITH VARIOUS SIZES

Name of Student	: 1. Aulya Fadhilah Achmad 2. Alif Hardian Putra
NRP	: 1. 10211500010013 2. 10211500010034
Department	: Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertrans FV-ITS
Counsellor Lecturer	: Ir. Nur Husodo, MSc
Counsellor Instructor	: Jiwo Mulyono, S.Pd

Abstract

Glass bottle waste is a material that can be sold or reused for use as a craft. Utilizing waste glass bottles (reuse) that made craft can increase the added value. Therefore to re-process glass bottles required cutting machine to facilitate the process of machining.

Observations made to determine the design, force and power sensors are also used for the purposes of machining process. After that, a literature study of the machine elements required to design this tool. After knowing the machine element used, the tool will be designed and drawn so that the tool dimension can be known. The tool experiment is done after the design. If the tool still does not work optimally will be re-evaluation.

From the planning obtained the results of smooth and smooth cuts. Through the calculation approach, a cutting force of 5 kgf, 1500 rpm rotation, 5 W power is used so that the motor is used with a power of 10 W, the minimum power of the drive thread of 6.274 kgf / mm², 45 rpm rotation, 1.167 W power used motor with power 3 W, and force to rotate glass bottle 2,525 kgf, rotation 100 rpm and power 6,07 W, so that used motor power 10 W. From result of cutting glass bottle diameter 80mm takes 150 second. as well as to perform the process of cutting effectively and efficiently the need for an automatic feature, so that in select the sensor potensio to facilitate the process of cutting.

Keywords : *glass waste, reuse, handicraft, automatic glass bottle cutting machine*

KATA PENGANTAR

Puji Syukur diucapkan kepada Allah Subhanahu wa Ta'ala, yang telah memberi nikmat, kesehatan, kelancaran dan kemudahan hingga tersusunnya laporan tugas akhir ini. Shalawat serta salam juga dihaturkan kepada Nabi Muhammad Shalallahu Alaihi Wassalam. Laporan tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Pemotong Botol Kaca Silinder Dengan Berbagai Ukuran”** ini disusun untuk memenuhi syarat kelulusan di Departemen Teknik Mesin Industri, Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS.

Banyak pihak yang telah membantu penulis dalam pengerjaan alat maupun laporan tugas akhir ini, maka dari itu dengan segala kerendahan hati diucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak **Ir. Nur Husodo, MS** selaku dosen pembimbing I yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
2. Bapak **Jiwo Mulyono, S.Pd** selaku instruktur pembimbing yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
3. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku ketua Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku koordinator tugas akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Seluruh tim dosen penguji yang berkenan untuk menguji, memberi kritik dan saran yang membangun untuk memperbaiki tugas akhir ini.
6. Seluruh bapak ibu dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuannya kepada seluruh mahasiswa di Departemen Teknik Mesin Industri FV – ITS.
7. Instruktur UPT-PK BLKIP Surabaya, Bapak **R Soewandi B.E**, alm. Bapak **Priyo B J, ST**, serta segenap bapak instruktur kami di bengkel las dan bengkel pneumatic.
8. Orang tua kami yang selalu memberikan dukungan penuh baik moril maupun materil.
9. Rekan-rekan seperjuangan Departemen Teknik Mesin Industri 2015

10. Semua pihak yang tak bisa saya sebut namanya yang telah membantu saya selama proses dalam menjalani perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Industri.

Laporan tugas akhir ini tentunya masih memiliki banyak kekurangan baik dari segi isi maupun tata Bahasa. Maka dari itu, diharapkan kritik dan saran yang membangun untuk menyempurnakan penyusunan laporan tugas akhir ini.

Akhir kata, diharapkan laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

Surabaya, 21 Agustus 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Perancangan.....	3
1.5 Manfaat Perancangan.....	3
1.6 Sistematika Penulisan	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Tinjauan Pustaka	8
2.1.1 Sejarah Botol Kaca.....	8
2.1.2 Pemotongan Botol Kaca Manual dan Mesin	
Pemotong Botol Kaca Yang Sudah Ada Sebelumnya ..	8
2.2 Dasar Teori	11
2.2.1 Analisa Gaya, Daya dan Torsi	11
2.2.1.1 Gaya Potong.....	11
2.2.1.2 Torsi	11
2.2.1.3 Daya	12
2.2.2 Poros.....	12
2.2.2.1 Bidang Horizontal dan vertikal	13
2.2.2.2 Diameter dan Bahan Poros.....	13
2.2.2.3 Poros dan Beban Puntir.....	13
2.2.2.4 Poros Dengan Beban Momen Bending dan Momen	

Puntir Yang Konstant.....	14
2.2.3 Perencanaan Bearing	14
2.2.3.1 klasifikasi Bearing	15
2.2.3.2 Pemilihan Bantalan (Bearing)	16
2.2.3.3 Gesekan Pada Roler Bearing	17
2.2.3.4 Reduksi Umur Pada Bearing	18
BAB III METODOLOGI.....	22
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol Kaca Silinder.....	22
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol Kaca	23
3.2.1 Observasi	23
3.2.2 Studi Literatur	23
3.2.3 Data Lapangan	23
3.2.4 Perencanaan Desain Alat	23
3.2.5 Perencanaan dan Perhitungan	25
3.2.6 Pembuatan Mesin	25
3.2.7 Pengujian Alat.....	25
3.2.8 Analisa dan Pembahasan	25
3.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Botol	25
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN.....	28
4.1 Perhitungan Torsi dan Daya.....	28
4.1.1 Perhitungan Motor Pemotong Botol Kaca	28
4.1.1.1 PerhitunganTorsi	28
4.1.1.2 Perhitungan Daya	29
4.1.2 Perhitungan Motor Pemutar Botol Kaca.....	30
4.1.2.1 Perhitungan Torsi	30
4.1.2.2 Perhitungan Daya	31
4.1.3 Perhitungan Motor Untuk Memutar Ulir	32
4.1.3.1 Perhitungan Torsi	32

4.1.3.2 Perhitungan Daya	33
4.2 Perencanaan Poros.....	33
4.2.1 Jenis Bahan Poros Yang Digunakan.....	33
4.2.2 Perhitungan Gaya Dan Momen Yang Terjadi Pada Poros.....	34
4.2.3 Perhitungan Diameter Poros	43
4.3 Perhitungan Bearing	44
4.3.1 Perhitungan Beban Radial Pada Bearing	44
4.3.1.1 Beban Radial Pada Bearing A	44
4.3.1.2 Beban Radial Pada Bearing C	45
4.3.2 Perhitungan Beban Equivalen Pada Bearing.....	45
4.3.2.1 Beban Equivalen Pada Bearing A	45
4.3.2.2 Beban Equivalen Pada Bearing C.....	46
4.3.3 Umur Bearing A	46
4.3.4 Umur Bearing C	46
4.4 Pembahasan	47
 BAB V PENUTUP	 54
5.1 Kesimpulan	54
5.2 Saran	55
 DAFTAR PUSTAKA.....	 57
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Botol Untuk Zat Cair	6
Gambar 2.2	Botol untuk zat padatan.....	7
Gambar 2.3	Botol untuk zat gas	7
Gambar 2.4(a)	Penggoresan botol kaca.....	9
Gambar 2.4(b)	Pemanasan botol kaca	9
Gambar 2.4(c)	pendinginan oleh air.....	9
Gambar 2.4(d)	Hasil Pemotongan	9
Gambar 2.5	Mesin pemotong botol kaca silinder posisi horizontal	9
Gambar 2.6	Mesin pemotong botol kaca kotak	10
Gambar 2.7	Bantalan Bearing	15
Gambar 2.8	Bantalan luncur	15
Gambar 2.9	Bantalan gelinding	16
Gambar 3.1	Flowcart metodologi perancangan	22
Gambar 3.2	Desain alat	24
Gambar 3.3	Diagram alur proses pemotongan botol	26
Gambar 4.1	Gaya penggerindaan.....	29
Gambar 4.2	Percobaan untuk mendapatkan gaya pemutar roda	31
Gambar 4.3	Percobaan untuk mendapatkan gaya untuk memindahkan mata potong	33
Gambar 4.4	Diagram benda bebas poros.....	35
Gambar 4.5	Diagram momen bending poros.....	42

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Kekuatan kaca (Mpa)	11
Tabel 2.2	Baja paduan untuk poros	12
Tabel 2.3	Harga rata-rata koefisien bantalan.....	17
Tabel 2.4	Ball bearing service factor	19
Tabel 4.4	Percobaan menggunakan botol berdiameter 50 mm tanpa menggunakan pemanas	56

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Limbah botol kaca merupakan material yang dapat dijual atau dimanfaatkan kembali untuk digunakan sebagai kerajinan. Cara paling efektif mengurangi limbah botol kaca yaitu dilakukan *reuse* (memanfaatkan kembali limbah botol kaca). Memanfaatkan limbah botol kaca yang dijadikan kerajinan tangan dapat meningkatkan nilai tambah. Maka dari itu untuk mengolah kembali botol kaca diperlukan mesin potong agar memudahkan proses *machining*.

Botol kaca termasuk limbah yang banyak dibuang oleh masyarakat Indonesia terutama di kota-kota besar. Bali, Surabaya, dan Jakarta merupakan potensi terbesar pembuangan limbah botol kaca, dan rata-rata botol yang dibuang ialah botol minuman dan obat-obatan. Berdasarkan data statistik Kementerian Negara Lingkungan Hidup (KLNH) limbah kaca yang dihasilkan di 26 kota besar mencapai 0,7 ton pertahunnya (Suyoto, 2008). Padahal jika dilakukan *reuse*, limbah botol kaca tersebut akan menjadi karya seni yang memiliki nilai tambah dan dapat diperjual belikan seperti lampu hias, asbak, media tanam hidroponik, dll. Selain terkesan mewah bentuknya yang unik akan menarik konsumen, hal ini bisa menjadi peluang bisnis yang cukup menggiurkan dengan kerajinan berbahan baku botol kaca bekas.

Pernah dirancang pemotong botol kaca dengan metode v-groove sebagai penumpu botol, tetapi mesin tersebut mempunyai beberapa kelemahan yaitu pencekam di bibir botol harus dipaksakan agar tidak lepas pada saat diputar, karena belum mengunci semua bagian yang memungkulkan botol bergerak dan hasil potongan tidak seragam (Vian Rafsanjani, 2013) . Lalu dari mesin tersebut coba dikembangkan dengan mengganti mata potong *diamond tool* dan pencekam sistem togle clamp namun masih mempunyai beberapa kelemahan yaitu rentan mengalami pecah ketika proses pemotongan, pencekam yang digunakan tidak sesuai standart dan hasil pemotongan tidak halus (Ndaru Satriyo, 2014). Namun dari alat pemotong botol kaca yang pernah dibuat, memiliki kelemahan yaitu

sedikit sekali yang mempertimbangkan sistem pencekaman dan proses pemotongan yang kurang sempurna.

Berdasarkan hal tersebut, akan dirancang dan diwujudkan sebuah alat pemotong botol kaca silinder dengan posisi horizontal menggunakan teknologi *automatic wet saw* yang dimana proses pemotongan akan dilakukan secara otomatis, penambahan roda *polyurethane* di bagian *v-groove* untuk memudahkan proses pemotongan, dan *automatic water coolant* untuk menghemat pemakaian air pada saat proses *machining*. Perancangan ini diharapkan mampu meningkatkan nilai tambah dari sebuah botol kaca bekas.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, penulis merumuskan permasalahan yang dibahas dalam perancangan ini adalah

1. Merancang mesin pemotong botol kaca.
2. Dibutuhkan gaya, torsi dan daya motor untuk menentukan kebutuhan proses pemesinan.
3. Menentukan diameter poros dan bahan apa yang digunakan poros.
4. Menentukan tipe *bearing* yang dibutuhkan dan berapa prediksi umur bantalan A dan C yang digunakan untuk roda pemutar botol.

1.3 Batasan Masalah

Agar perancangan ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan, maka batasan masalah yang diberikan adalah sebagai berikut :

1. Kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
2. Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan (tes bahan) tetapi diambil dari literatur yang telah ada.
3. Perpindahan panas pada sistem tidak dibahas.
4. Poros di bagian roda bawah tidak dihitung karena hanya bertugas membantu memutar botol kaca.

5. Ulir penggerak diabaikan karena hanya sebagai pengantar mata potong
6. Pegas diabaikan karena tidak berpengaruh pada proses pemesinan.
7. Mikrokontroler yang terdapat pada sistem tidak dibahas.
8. Kopling dianggap aman karena dimensi kecil dan tidak berpengaruh pada poros.

1.4 Tujuan Perancangan

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam melakukan perancangan ini adalah sebagai berikut :

1. Mewujudkan mesin pemotong botol kaca silinder.
2. Mendapatkan hasil perhitungan gaya nilai torsi dan daya motor yang dibutuhkan untuk kebutuhan proses pemesinan.
3. Untuk mendapatkan hasil perhitungan diameter dan bahan poros yang dibutuhkan untuk memotong botol kaca silinder.
4. Untuk mendapatkan tipe *bearing* yang dibutuhkan dan berapa prediksi umur bantalan A dan C untuk roda pemutar botol

1.5 Manfaat Perancangan

Manfaat yang dihasilkan dalam perancangan ini, yaitu:

1. Dapat digunakan untuk memotong lebih cepat dan efisien sehingga produktifitas meningkat.
2. Dapat mengurangi pemakaian zat kimia berbahaya yang selama ini dipakai dalam fabrikasi pengolahan botol kaca.
3. Memberi nilai tambah pada botol kaca bekas menjadi produk yang bernilai.

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan disusun dalam lima bab yaitu pendahuluan, dasar teori, metodologi perancangan, analisa data dan pembahasan, serta kesimpulan. Adapun rinciannya adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Pada bab pendahuluan dijelaskan tentang latar belakang perancangan, perumusan masalah, pembatasan masalah serta tujuan dan manfaat perancangan.

BAB 2 DASAR TEORI

Pada bab dasar teori dijelaskan tentang landasan teori dan hasil perancangan sebelumnya.

BAB 3 METODOLOGI PERANCANGAN

Pada bab metodologi perancangan dijelaskan tentang spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil.

BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab hasil dan pembahasan akan dijelaskan tentang perhitungan perencanaan mesin potong botol dan analisis dari data yang didapat dari hasil perancangan.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab lima perancang menarik kesimpulan dari hasil perencanaan yang telah di analisa beserta dengan saran untuk perancangan berikutnya.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Tinjauan Pustaka

Kaca adalah zat padat amorf terbentuk sewaktu transformasi dari cair menjadi kristal yang biasanya di hasilkan dari campuran silikon atau bahan silikon dioksida (SiO_2), Secara khusus botol kaca terbuat dari 75% SiO_2 , 14% Na_2O , 11% CaO , dan 1% Al_2O_3 . (Surdia, T. 1999). Bahan-bahan tersebut dicampur dan mengalami proses peleburan dengan $T = 2000^\circ\text{C}$, kemudian proses yang terakhir adalah proses pembentukan wadah botol kaca sehingga menjadi botol kaca yang digunakan untuk wadah oleh masyarakat saat ini. (www.kompasiana.com)

Contoh botol kaca dan jenis-jenisnya :

1. Botol untuk zat cair

Jenis botol ini biasanya digunakan sebagai wadah zat cair karena bentuk dari diameter badan botol lebih besar dari ujung/mulut botol untuk memudahkan keluarnya cairan dari dalam botol. Contoh penggunaannya adalah untuk minuman beralkohol, minuman berkarbonasi, sirup, kecap, saus dsb.



Gambar 2.1 Botol untuk zat cair

Sumber : www.Aliexpress.com

2. Botol untuk zat padatan



Gambar 2.2 Botol untuk zat padatan

Sumber :leafymom.blogspot.com

Botol kaca jenis ini biasanya digunakan untuk produk padatan. Diameter kemasan gelas dibuat lebih kurang sama antara atas dan bawahnya dengan tujuan agar memudahkan dalam pengambilan produk di dalam kemasan. Contoh penggunaannya adalah untuk pelembab, obat, selai kacang, mentega, dsb.

3. Botol untuk zat gas



Gambar 2.3 Botol untuk zat gas

Sumber:www.Aliexpress.com

Jenis botol diatas biasanya digunakan untuk produk berupa parfum atau bahan yang mengandung gas. Botol untuk zat gas ini

memiliki bentuk yang lebih bermacam-macam agar lebih menarik untuk pembeli.

2.1.1 Sejarah Botol Kaca

Industri kaca lahir pada tahun 1600-an ditandai dengan dibangunnya tungku peleburan kaca di pemukiman Jamestown, negara bagian Virginia, Amerika Serikat. Pada awalnya botol kaca memiliki harga yang mahal karena proses peniupan kacanya masih dilakukan oleh manusia, hingga pada tahun 1903 ditemukan mesin peniup botol kaca. Mesin peniup kaca ini memungkinkan untuk memproduksi botol kaca secara massal hingga 1 juta botol setiap harinya. Selain itu, mesin peniup kaca ini memungkinkan untuk memproduksi botol dengan berbagai spesifikasi baik dari bentuk, ketinggian, berat, dan kapasitas. (www.ebottles.com)

2.1.2 Pemotongan botol kaca manual dan mesin pemotong botol kaca yang sudah ada sebelumnya

Berikut ini akan dibahas tentang cara pemotongan botol kaca secara manual dan mesin pemotong botol kaca yang telah dibuat sebelumnya. Cara manual pada proses pemotongan botol sangat sederhana, sebagian besar hanya menggunakan tenaga manusia untuk memutar botol kaca.

Berbagai pembaruan pada mesin pemotong botol kaca telah dilakukan, dengan cara menambahkan berbagai komponen yang masing-masing memiliki kegunaan yang berperan penuh dalam mewujudkan kualitas potongan yang maksimal pada botol kaca yang dihasilkan. Serta memperhitungkan faktor keselamatan kerja operator.



Gambar 2.4 (a) Penggoresan botol kaca (b) Pemanasan botol kaca (c) Pendinginan oleh air (d) Hasil pemotongan
Sumber : UKM Saturnus

Gambar di atas ialah cara pemotongan botol kaca secara manual. Pemotongan botol ini sangatlah sederhana yaitu tanpa menggunakan motor penggerak dan proses pemanasannya hanya menggunakan lilin. Hasil potongannya rapi namun membutuhkan waktu yang lama untuk pemotongan botol kaca. Selain itu, faktor keselamatan kerja juga tidak dipertimbangkan.

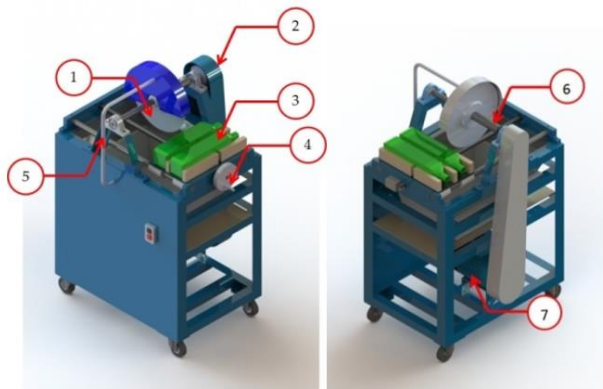


Gambar 2.5 Mesin pemotong botol kaca silinder posisi horizontal

Sumber : Tugas Akhir, Ardian . Rafsanjani. I, 2016

Gambar 2.5 ialah rancangan mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Engine Lathe* posisi horizontal untuk hiasan. Pada mesin

pemotong botol kaca pemotongan dilakukan menggunakan prinsip mesin bubut. Benda kerja diputar menggunakan motor AC kemudian pahat diarahkan ke badan botol pada posisi yang akan dipotong sesuai kebutuhan kemudian *flametorch* dinyalakan untuk dilakukan proses penggoresan dan pemanasan hingga botol terbelah. Kelebihan dari alat ini hasil pemotongannya halus dan rapi. Kekurangan alat ini botol tidak dapat dipotong jika diameter mulut botol >20mm dan relatif pemotongan lama.



S

Gambar 2.6 Mesin pemotong botol kaca kotak

Sumber : Tugas Akhir, Anisatul . Ndaru. II, 2017

Gambar 2.6 ialah rancangan mesin pemotong botol kaca dengan mekanisme *Table saw*. Pemotongan dengan prinsip *Table saw* sangatlah berbahaya karena sifat botol kaca yang getas. Cara kerja alat ini mata potong diputar menggunakan motor AC kemudian benda kerja didorong dengan memutar *power screw* mendekat ke mata potong untuk dilakukan proses *cutting* hingga botol kaca persegi terpotong. Kelebihan alat ini hasil pemotongannya rapid dan prosesnya cepat. Kekurangan alat ini tidak dapat digunakan untuk botol kaca silinder dan proses pemotongan yang berbahaya.

2.2 Dasar Teori

Dalam bab ini akan dibahas mengenai informasi tentang teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang mendukung perencanaan alat ini, yang nantinya digunakan pedoman dalam perhitungan dan perencanaan alat ini yaitu meliputi perencanaan elemen mesin, kapasitas mesin, dan daya pemotongan yang digunakan serta pembahasan bahan botol kaca yang digunakan.

2.2.1 Analisa Gaya, Daya dan Torsi

2.2.1.1 Gaya

Karena kaca memiliki sifat yang getas dan mudah pecah sehingga tidak diperlukan gaya potong yang besar. Nilai kuat tekan kaca hanya sebatas 70 Mpa bisa dilihat pada table di bawah ini.

Tabel 2.1 Kekuatan Kaca (MPa)

Mechanical Properties of Materials -- Comparison						
Material	Density	Modulus	Yield	Ultimate	Specific Yield	Specific Stiffness
Glass	2.6	70	70	70	26.9	26.9
Aluminum, Alloy 1100-H14	2.7	69	110	120	40.7	25.6
Steel, High Strength, low range	7.85	200	340	550	43.3	25.5
Magnesium, low	1.8	43	80	140	44.4	23.9
Steel, hot rolled, 1% C	7.85	200	580	960	73.9	25.5
Glass, Phys. Tempered	2.6	70	210	210	80.8	26.9
Steel, High Strength, high range	7.85	200	1000	1200	127.4	25.5
Aluminum, Alloy 2014-T6	2.7	72	410	500	151.9	26.7
Magnesium, high	1.8	43	280	340	155.6	23.9
Titanium, low	4.5	110	760	900	168.9	24.4
Glass, Chem. Tempered	2.6	70	500	500	192.3	26.9
Titanium, high	4.5	110	1000	1200	222.2	24.4
Glass, Fibers	2.6	70	4000	4000	1538.5	26.9

Sumber: Richard Lehman.2014

Dari tabel kekuatan di atas bahwa kekuatan material kaca diperoleh kekuatan sebesar 70 MPa. Kekuatan ini kemudian digunakan untuk mencari gaya untuk memotong botol kaca.

2.2.1.2 Torsi

Besarnya torsi total pada Mesin Pemotong Botol Kaca didapat:

$$T = F \cdot r \dots \dots \dots (2.1)$$

dimana:

T : Torsi, Nm

F_w : Gaya beban yang didapat dari pengujian, N

R : Jari-jari batu gerinda, m

2.2.1.3 Daya

Setelah didapatkan torsi dan putaran motor untuk gaya (f), maka daya motor yang ditransmisikan dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$P = \frac{T \cdot n}{9,5492} \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana:

P : Daya motor yang ditransmisikan, Watt (W)

T : Torsi, N.m

n : Putaran motor untuk gaya maksimum, rpm

2.2.2 Poros

Pada sub bab ini akan direncanakan bahan dan perhitungan poros, agar perencanaan aman untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347, 3140, 4150, 5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain- lain).

Tabel 2.3 Baja Paduan untuk Poros

ASTM Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—

(Sumber : Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994)

2.2.2.1 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut maka diperoleh momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan dalam membuat diagram bidang momen.

2.2.2.2 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus (*Deutschman, 1995 : 338*):

$$\tau_{max} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}$$

$$D^3 \leq \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (2.14)$$

dengan :

$$T : 974.000 \frac{N}{n} \text{ (kgf.mm)}$$

$$M : \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

$$N : \text{Faktor keamanan}$$

2.2.2.3 Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi, dsb. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan ,maka besarnya tegangan puntir pada poros adalah momen puntir (Mt) dibagi dengan momen tahanan puntir (Wt).

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16M_t}{\pi D^3} = \frac{5,1 \cdot M_t}{ds^3} \leq \frac{ks \cdot \sigma_{yp}}{sf} \dots\dots\dots (2.15)$$

dimana:

M_t : 974.000 $\frac{N}{n}$ (kgf.mm)

N : Daya yang ditransmisikan (kW)

n : Putaran poros (rpm)

D : Diameter poros (mm)

2.2.2.4 Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui *belt*, roda gigi, rantai, dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending.

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan: (*Deutschman, 1995 : 338*).

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + r^2} \dots\dots\dots (2.16)$$

Untuk poros pejal:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3} \text{ dan } \tau_x = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3} \dots\dots\dots (2.17)$$

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman pada poros pejal dapat dinyatakan:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \dots\dots\dots (2.18)$$

dimana: D = diameter poros (inc.)

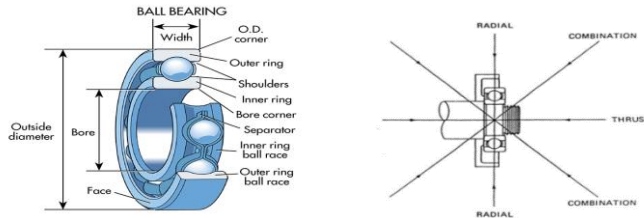
Mb = Momen bending yang diterima oleh poros (lbf.in)

Mt = Momen torsi yang diterima oleh poros (lbf.in)

2.2.4 Perencanaan Bearing

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk memperkecil

kerugian daya akibat gesekan. *Bearing* harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika *bearing* tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja sebagaimana semestinya.



Gambar 2.10 Bantalan (*bearing*) dan arah bebannya
(Sumber : www.nesbearings.com, 2012)

2.2.2.1 Klasifikasi Bearing

1. Bantalan luncur (*journal bearing*)

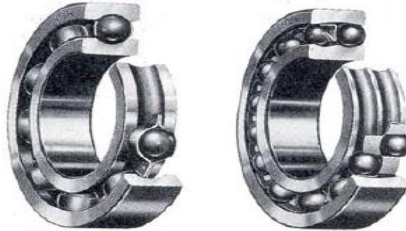
Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing*, karena permukaan poros yang berputar, bersentuhan langsung dengan *bearing* yang diam. Lapisan minyak pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.



Gambar 2.11 Bantalan luncur (*journal bearing*)
(Sumber : www.turbobygarrett.com, 2015)

2. Bantalan gelinding (*rolling bearing*)

Pada *bearing* ini, terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam, bagian yang berputar tersebut adalah: bola, silinder dan jarum. Antara poros dan *bearing* tidak terjadi gesekan.



Gambar 2.12 Bantalan gelinding (*rolling bearing*)
(Sumber : www.norfolkbearings.com)

2.2.2.2 Pemilihan Bantalan (*Bearing*)

Fungsi bantalan sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesinan. Dalam merencanakan bantalan, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan:

1. *Ball bearing*/bantalan bola

Bantalan bola mampu menerima beban radial (tegak lurus sumbu poros), tetapi kurang mampu menerima tekanan aksial (sejajar sumbu poros).

2. Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal

Dirancang untuk menumpu gaya radial dan dapat menumpu gaya aksial kecil saja, alur dapat diperdalam untuk memperbesar kemampuan menumpu gaya aksial, tetapi biasanya mengurangi kemampuan menumpu gaya radial.

3. Bantalan bola mapan sendiri baris ganda

Bantalan ini dirancang seperti halnya bantalan bola alur tunggal tetapi dapat menumpu gaya radial yang lebih besar. Alur

dibuat pada *ring* dudukan yang dapat menumpu beban aksial. Bantalan bola umumnya digunakan pada beban-beban radial yang besar seperti pada alternator, transmisi, kemudi, poros roda belakang, hub roda depan dan sebagainya.

4. Bantalan rol jarum

Bantalan ini memungkinkan untuk menumpu gaya radial yang lebih besar dibandingkan bantalan bola. Rol-rol dapat berbentuk lurus atau terbentuk seperti silinder, atau jarum.

5. Bantalan Rol Tirus

Bantalan ini umum digunakan karena dapat menumpu gaya radial dan aksial yang besar. Rol dan alurnya juga berbentuk tirus.

6. Bantalan Bola Tirus dan Lengkung

Pada bantalan ini kedua ringnya berbeda bentuk, satunya lengkung dan lainnya tirus. Ketika bantalan dirangkai, bagian permukaan tirus berlawanan dengan permukaan yang lengkung. Bantalan ini harus digunakan berpasangan, dan mereka akan menerima beban-beban radial dan aksial.

2.2.2.3 Gesekan pada *Rolling Bearing*

Walaupun *Rolling Bearing* disebut *bearing* anti gesekan (*anti friction bearing*), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen *bearing*, yaitu: ring-luar, bola atau rol, dan ring-dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 1-1 yang didasarkan atas tipe *bearing*-nya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian yang bertahun-tahun.

Tabel 2.4 Harga rata-rata koefisien gesek bantalan

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

(Sumber: Deutschman, 1975 : 482)

Akibat adanya gesekan ini, akan menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus: (Deutschman, 1975 : 482)

$$f_{HP} = \frac{T_f \cdot n}{63025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126050} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana: f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan, HP
 T_f = Torsi akibat gesekan, lbf.in
 F_r = Gaya radial pada bearing, lbf
 F = Koefisien gesek (Tabel 2.8)

2.2.2.4 Prediksi Umur Pada *Bearing*

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur *bearing* (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan:

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \dots\dots\dots (2.20)$$

dimana:

- L_{10H} : Umur *bearing*, (jam-kerja)
- C : Beban dinamis, (lbf)
- n : putaran poros, (rpm)
- P : Beban Ekuivalen (equivalent load)
- b : konstanta yang tergantung tipe beban
 (b = 3 untuk ball *bearing* dan b = 3,33 untuk roller *bearing*)

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufacturers Association*) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada *bearing* dengan *ring*-dalam yang berputar atau *ring*-luar yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila *bearing* bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya *bearing* biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan *ring* luarnya yang berputar, sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (2.21)$$

dimana:

- P : beban ekivalen, kgf
 Fr : beban radial, kgf
 Fa : beban aksial, kgf
 V : faktor putaran (konstan) bernilai :
 1,0 untuk ring dalam berputar
 1,2 untuk ring luar yang berputar
 X : konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)
 Y : konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Cari terlebih dahulu harga: $i.F_a/C_o$
 i = jumlah deret *bearing*
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e, sehingga didapat harga e.
3. Cari harga: $F_a/(V.F_r)$, dan bandingkan dengan harga e, akan diperoleh kemungkinan: $F_a/(V.F_r) < e$ atau $F_a/(V.F_r) = e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom: $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (*single row bearing*), bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka persamaan 1-3 akan menjadi:

$$P = F_s (V.X.F_r + Y.F_a) \dots\dots\dots (2.22)$$

dimana: F_s : konstanta kondisi beban, dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2.5 Ball *bearing* service factors, F_s

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0

2	<i>Light shock load</i>	1,5	1,0
3	<i>Moderate shock load</i>	2,0	1,3
4	<i>Heavy shock load</i>	2,5	1,7
5	<i>Extreme and indefinite shock load</i>	3,0	2,0

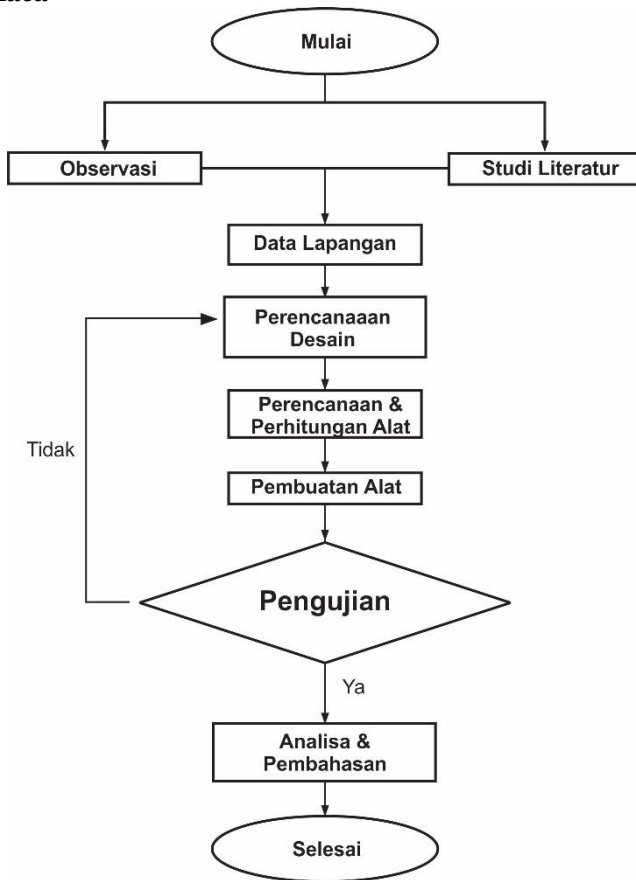
(Sumber : www.machinedesign.top)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

Metodologi yang digunakan dalam perancangan ini berupa penjelasan singkat yang diuraikan dalam bentuk tahapan yang dilakukan. Dan di buat diagram alir seperti berikut :

3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol Kaca



Gambar 3.1 Flow Chart Metodologi Perancangan

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pemotong Botol Kaca

Tahap identifikasi masalah diawali dari perumusan masalah, observasi lapangan dan studi pustaka (literatur), adapun uraian untuk lebih jelasnya, sebagai berikut:

3.2.1 Observasi

Dalam tahap ini kami melakukan pengamatan mengenai ukuran botol, sistem pencekaman, dan jenis mata potong yang digunakan untuk botol kaca. Kegiatan ini dilakukan pada tanggal 8 sampai 14 Februari 2018 di tempat penjual botol kaca bekas dan di Jalan Raden Saleh. Pada tahap ini harus diimbangi dengan studi literature agar dapat membandingkan data teoritis dengan yang ada dilapangan.

3.2.2 Studi Literatur

Melakukan studi pustaka melalui internet, buku / text book, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan. Proses perancangan menggunakan data-data untuk mengetahui prinsip mekanisme alat dengan permasalahan perancangan. dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai bahan referensi perancangan mesin yang lebih baik dan mudah dioperasikan serta lebih *safety* dalam pengoperasiannya. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perancangan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin-mesin pemotong botol kaca.

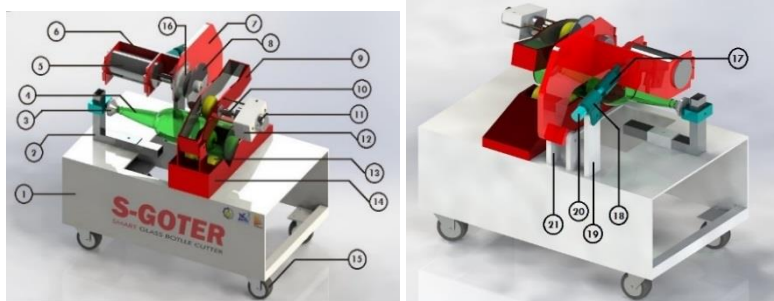
3.2.3 Data Lapangan

Data yang diperoleh dari observasi yang dilakukan meliputi diameter dalam mulut botol kaca berkisar antara 20-25 mm, diameter badan botol kaca berkisar antara 70 mm hingga 100 mm. Jenis mata potong kaca terdapat dua bentuk yaitu berbentuk seperti panah dan bentuk lingkaran.

3.2.4 Perencanaan Desain Alat

Membuat desain yang diperlukan dalam proses pembuatan. Perancangan gambar berdasarkan data yang diperoleh setelah melakukan observasi dan studi literatur. Desain alat yang dibuat

meliputi kerangka mesin pemotong botol kaca, mata potong botol kaca, sistem penggerak. Dari desain tersebut akan mengetahui bentuk gambar komponen yang akan digunakan.



Gambar 3.2 Desain alat

Sumber: data penulis

Komponen :

- | | |
|-----------------------------|---------------------------|
| 1. Meja | 12. Dudukan motor dc |
| 2. Center Head | 13. Roda PU |
| 3. Jig Tirus | 14. Dudukan bawah roda PU |
| 4. Botol Kaca | 15. Roda trolley |
| 5. Motor DC | 16. Rumah Tool USA |
| 6. Dudukan Motor DC | 17. Engsel penggerak |
| 7. Penopang Mata potong | 18. Rumah Keong |
| 8. Diamond Tools | 19. Dudukan penggerak |
| 9. Dudukan atas roda PU | 20. Poros berulir |
| 10. Couple | 21. Dudukan pemotong |
| 11. Motor DC penggerak roda | |

3.2.5 Perencanaan dan Perhitungan

Perancangan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan alat pemotong botol dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana alat yang akan di rancang ini adalah mesin pemotong botol kaca silinder berbagai ukuran untuk kerajinan seperti tanaman hidroponik, lampu café dan gelas minum.

3.2.6 Pembuatan Mesin

Pada proses ini bahan-bahan dan komponen-komponen untuk membuat mesin pemotong botol kaca dikumpulkan sesuai dengan desain yang telah dibuat dan dihitung. Setelah terkumpul dilakukan asembli dan dicoba dijalankan untuk memeriksa apakah seluruh komponen bekerja sesuai dengan fungsinya. Hasil pembuatan mesin dapat diketahui dengan cara pengujian mesin pemotong botol kaca sebagai berikut :

3.2.7 Pengujian Alat

Setelah alat selesai dibuat dilakukan pengujian alat dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian ini nantinya akan di catat dan dibandingkan waktu prosesnya, serta hasil dari benda yang dihasilkan dengan proses manual, dengan alat yang sebelumnya dan alat yang dirancang saat ini.

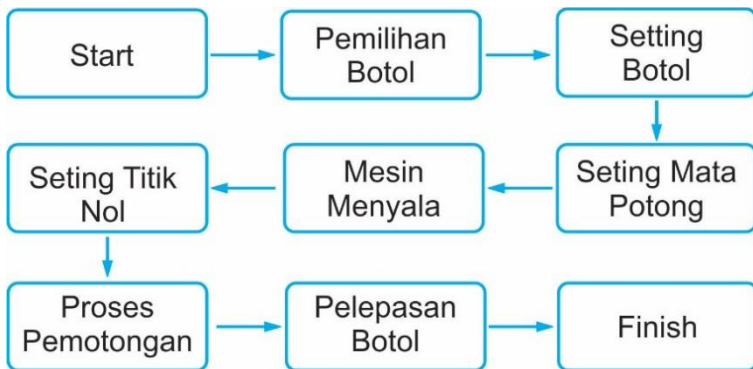
3.2.8 Analisa Dan Pembahasan

Tahap ini adalah tahap terakhir dari pembuatan mesin pemotong botol kaca, dengan melakuakn analisa dan pembahasan laporan dari tahap observasi hingga pengujian alat.

3.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Botol

- a) Prinsip kerja alat ini adalah pertama benda kerja berupa sebuah botol kaca yang akan di potong diletakkan di atas v-groove roda *polyurethane*.
- b) Letak dan arahkan ujung bibir botol ke arah *jig&fix* berbentuk tirus hingga botol tercekam sempurna. Pastikan botol tercekam dengan sempurna dan tidak longgar.
- c) Setelah botol tercekam, setting dengan merubah *center L* pada bagian *jig&fix* untuk menentukan area yang akan kita potong.
- d) Lakukan pencekaman kembali di area *bottom* botol kaca dengan menggeser *center L* untuk mendekatkan *jig&fix* pada botol kaca.

- e) Turunkan dudukan atas roda *polyurethane* hingga menjepit bagian permukaan botol kaca, lalu kaitkan prgas pada dudukan roda bawah *polyurethane* .
- f) Pastikan air dalam bejana terisi penuh, nantinya akan digunakan sebagai *coolant* (pendingin).
- g) Menentukan titik nol botol dengan cara menurunkan mata potong dengan tombol
- h) Tekan Tombol *run* untuk melakukan proses pemotongan otomatis
- i) Jika telah terpotong matikan mesin, tunggu mata potong kembali ketitik nol, kemudian ambil botol kaca yang telah terpotong.



Gambar 3.3 Diagram alur proses pemotongan botol

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas tentang perhitungan dalam rancang bangun mesin pemotong botol kaca silinder yang meliputi Torsi, daya motor yang dibutuhkan, perencanaan pegas dan powerscrew sebagai berikut:

4.1 Perhitungan Torsi dan Daya

4.1.1 Perhitungan Motor Pemotong Botol Kaca

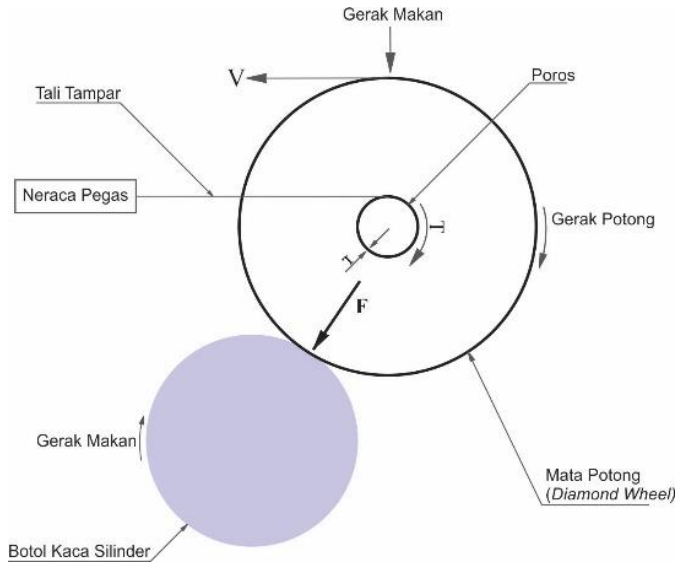
Motor pemotong botol kaca adalah motor yang digunakan untuk memotong botol kaca silinder. Pada sub bab ini akan di hitung berapa besar kebutuhan motor yang digunakan untuk memotong botol kaca.

4.1.1.1 Perhitungan Torsi

Untuk menghitung Torsi pada mesin, terlebih dahulu mencari besarnya gaya penggerindaan (F) yang didapat dari pengujian dengan menggunakan neraca pegas yang dihubungkan dengan tali tampar dan dililitkan pada poros, botol kaca silinder diletakkan dekat dengan *diamond wheel tool* kemudian menarik neraca pegas sampai poros berputar sehingga botol kaca silinder tergores dan lihat neraca pegas akan menunjukkan besarnya gaya penggerindaan dari botol kaca persegi tersebut.



Gambar 4.1 Gaya Penggerindaan



Gambar 4.2 Skema Gaya Penggerindaan

Hasil dari pengujian beban pada botol kaca silinder diatas dapat diketahui gaya atau beban penggerindaan sebesar 1,335 kgf. Setelah Gaya penggerindaan (F) diketahui maka Torsi yang digunakan untuk mesin pemotong botol kaca silinder dapat ditentukan dari perhitungan berikut :

$$T = F \cdot r$$

dimana :

F : 1,4 kgf (didapat saat pengujian)

r : $\frac{1}{2} \cdot 10mm = 5mm$

Sehingga torsi motor dapat dihitung sebagai berikut:

$$T = 1,4 \text{ kgf} \cdot 5 \text{ mm}$$

$$T = 7 \text{ kgf.mm}$$

4.1.1.2 Perhitungan Daya

Sebelum mencari Daya yang dibutuhkan mesin pemotong botol kaca persegi, terlebih dahulu mencari putaran poros pada mesin (n_2)

dari beberapa referensi seperti putaran pada mesin *Gemstone Cutter* dan hasil percobaan yang dilakukan dengan menggunakan *Hand Grinder* yang membutuhkan putaran tinggi, sehingga putaran poros pada mesin direncanakan sebesar $n = 1500$ rpm.

Setelah putaran poros pada mesin diketahui, Daya yang dibutuhkan mesin pemotong botol silinder untuk proses penggerindaan, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

$$P = \frac{T \cdot n}{9,74 \times 10^5}$$

Dimana: $T = 7$ kgf.mm
 $n = 1500$ rpm

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \cdot n}{9,74 \times 10^5} \\ &= \frac{7 \text{ kgf.mm} (1500 \text{ rpm})}{9,74 \times 10^5} \\ &= 0,0107 \text{ kW} = 10,7 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Sehingga memilih motor DC dengan daya 50 W

4.1.2 Perhitungan Motor Pemutar Botol Kaca

Motor pemutar botol kaca adalah motor yang digunakan untuk memutar botol kaca. Untuk mengetahui berapa kebutuhan motor untuk memotong botol kaca perlu menghitung torsi terlebih dahulu.

4.1.2.1 Perhitungan Torsi

untuk menentukan torsi untuk memutar botol kaca dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$T = F_r \cdot r$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

F_r = gaya untuk memutar motor yang sudah dibebani botol kaca (kgf)

r = jari-jari badan botol kaca (mm)

Dari percobaan yang dilakukan menggunakan neraca pegas untuk menggerakkan botol diperoleh gaya sebesar 1,5 kgf



Gambar 4.3 Percobaan untuk mendapatkan gaya pemutar roda yang sudah dibebani botol kaca

$$T = 1,5 \text{ kgf} \cdot 30 \text{ mm}$$

$$T = 45 \text{ kgf.mm}$$

4.1.2.2 Perhitungan Daya

Untuk menentukan daya motor yang dibutuhkan agar motor bekerja sesuai dengan keinginan, maka dipergunakan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$T = 974.000 \frac{N}{n}$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

N = daya motor (kW)

n = putaran motor (rpm)

Sehingga, daya motor dapat dihitung sebagai berikut:

$$T = 974.000 \frac{N}{n}$$

$$45 \text{ kgf.mm} = 974.000 \frac{P}{100 \text{ rpm}}$$

$$P = \frac{45 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 100 \text{ rpm}}{974.000}$$

$$P = 4,62 \cdot 10^{-3} \text{ kW} = 4,6 \text{ W}$$

Sehingga, daya yang dibutuhkan untuk memutar botol kaca saat proses pemotongan adalah 4,6 W. Sehingga digunakan motor DC dengan daya sebesar 10 W.

4.1.3 Perhitungan Motor untuk memutar Ulir Penggerak

4.1.3.1 Perhitungan Torsi

Untuk menentukan torsi untuk memindahkan mata potong dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$T = F_m \cdot r$$

Dimana :

T = torsi untuk memindahkan mata potong (kgf.mm)

F_m = gaya untuk memindahkan mata potong (kgf)

r = jari-jari diameter luar (mm)

Dari percobaan menggunakan neraca pegas untuk menggerakkan mata potong melalui ulir penggerak membutuhkan gaya sebesar 2,8 kgf.



Gambar 4.4 Percobaan untuk mendapatkan gaya untuk memindahkan mata potong

$$T_m = 2,8 \text{ kgf} \cdot 8 \text{ mm} = 22,4 \text{ kgf. mm}$$

4.1.3.2 Perhitungan Daya

Daya yang dibutuhkan untuk memindahkan mata potong pada ulir penggerak maka dipergunakan pendekatan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$T_m = 974.000 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = torsi untuk memindahkan mata potong (kgf.mm)

P = daya motor (kW)

n = putaran power screw (rpm)

Sehingga daya motor untuk memindahkan mata potong dapat dihitung sebagai berikut:

$$P = \frac{22,4 \text{ kgf. mm} \cdot 35 \text{ rpm}}{974.000}$$

$$P = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ kW} = 0,804 \text{ W}$$

Sehingga, daya yang dibutuhkan untuk memindahkan mata potong melalui ulir penggerak adalah 0,804 W. Sehingga digunakan motor DC dengan daya sebesar 3 W.

$$7,43 \text{ kgf/ mm}^2$$

4.2 Perencanaan Poros

4.2.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahan poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros. Adapun keterangannya sebagai berikut:

Bahan poros: AISI C4140 ($\sigma_{yp} = 63 \text{ ksi}$)

$$\sigma_{yp} = 87 \text{ ksi} = 44,306 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{syp} &= 0,5 \times \sigma_{yp} \\
 &= 0,5 \times 44,306 \text{ kgf/mm}^2 \\
 &= 22,153 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

Putaran poros (n_2): 1500 rpm

4.2.2 Perhitungan Gaya dan Momen yang terjadi pada poros

Pada sub bab ini akan dicari diameter poros melalui rumus 2.14 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \tau_{max} &\leq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N} \\
 \frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} &\geq \frac{0,5 \cdot S_{yp}}{N}
 \end{aligned}$$

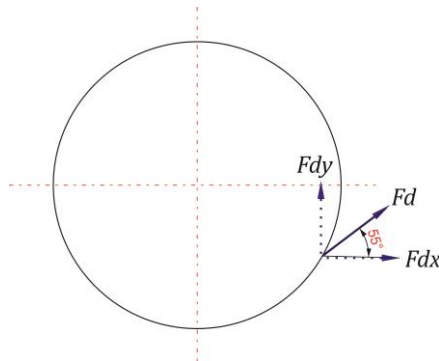
dengan :

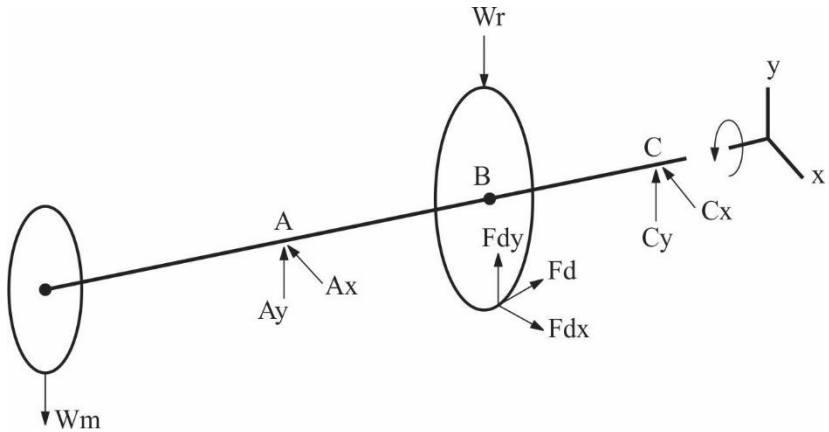
$$T : 974000 \frac{N}{n} \text{ (Kgf.mm)}$$

$$M : \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

N : Faktor keamanan

Untuk mendapatkan besarnya momen bending (M_b) terlebih dahulu mencari Momen bending pada arah horizontal (M_{bh}) dan momen bending pada arah Vertikal (M_{bv}) yang diperjelaskan dengan gambar berikut:





Gambar 4.5 Diagram Benda Bebas Poros untuk roda di bagian pencekam atas

Dimana:

F_d = Gaya untuk memutar yang terjadi pada roda

$$F_d = \frac{T}{rd} = \frac{45}{30} = 1,5 \text{ kgf}$$

F_{dx} = Reaksi Gaya Pemotongan arah Horizontal

$$F_{dx} = F_d \cdot \cos 55^\circ = 1,5 \cdot \cos 55^\circ = 0,86 \text{ kgf}$$

F_{dy} = Reaksi Gaya untuk memutar arah vertikal

$$F_{dy} = F_d \cdot \sin 55^\circ = 1,5 \cdot \sin 55^\circ = 1,23 \text{ kgf}$$

A_x = Gaya yang terjadi pada titik A, Arah Horizontal

C_x = Gaya yang terjadi pada titik C, Arah Horizontal

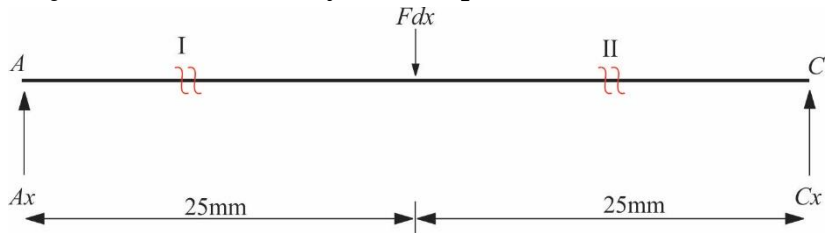
A_y = Gaya yang terjadi pada titik A, Arah Vertikal

C_y = Gaya yang terjadi pada titik C, Arah Vertikal

W_r = 1,9 (Berat roda dan rangka)

W_m = 0,4 (Berat Motor)

Tinjauan Momen dan Gaya terhadap arah Horizontal



dimana:

$$F_{dx} : 0,86 \text{ kgf}$$

Maka reaksi tumpuan pada bidang horizontal:

$$\begin{aligned} \curvearrowright \sum M_{bA} &= 0 \\ F_{dx}(25 \text{ mm}) - C_x(50 \text{ mm}) &= 0 \\ 0,86 \text{ kgf}(25 \text{ mm}) - 50 C_x &= 0 \\ C_x &= \frac{21,5}{50} \text{ kgf} = 0,43 \text{ kgf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} +\uparrow \sum F_x &= 0 \\ A_x + C_x - F_{dx} &= 0 \\ A_x + 0,43 \text{ kgf} - 0,86 \text{ kgf} &= 0 \\ A_x - 0,43 \text{ kgf} &= 0 \end{aligned}$$

$$A_x = 0,43 \text{ kgf}$$

Potongan 1



$$+\uparrow Fx = 0$$

$$Ax - H_1 = 0$$

$$0,43 \text{ kgf} - H_1 = 0$$

$$H_1 = 0,43 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bH1} = 0$$

$$-M_{H1} + Ax(x_1) = 0$$

$$-M_{H1} + 0,43 \text{ kgf}(x_1) = 0$$

$$M_{H1} = 0,43 \text{ kgf}(x_1)$$

Sehingga nilai M_{H1} didapat:

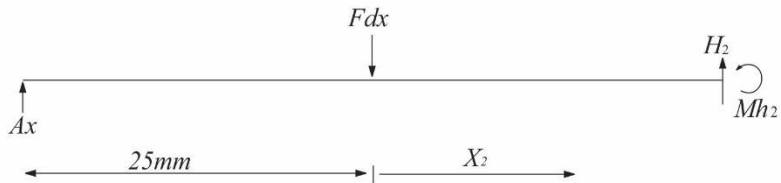
$$0 \leq X_1 \leq 25$$

$$X_1 = 0 \text{ mm} ; M_{H1} = 0 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 12,5 \text{ mm} ; M_{H1} = 5,375 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 25 \text{ mm} ; M_{H1} = 10,75 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 2



$$+\uparrow \sum Fx = 0$$

$$Ax - Fd_x + H_2 = 0$$

$$0,43 - 0,86 \text{ kgf} + H_2 = 0$$

$$-0,43 \text{ kgf} + H_2 = 0$$

$$H_2 = 0,43 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bH2} = 0$$

$$Ax(25 + x_2) - Fd_x(x_2) - M_{H2} = 0$$

$$0,43(25 + x_2) - 0,86(x_2) - M_{H2} = 0$$

$$M_{H2} = 10,75 + 0,43x_2 - 0,86x_2$$

$$M_{H2} = 10,75 - 0,43(x_2)$$

Sehingga nilai M_{H2} didapat:

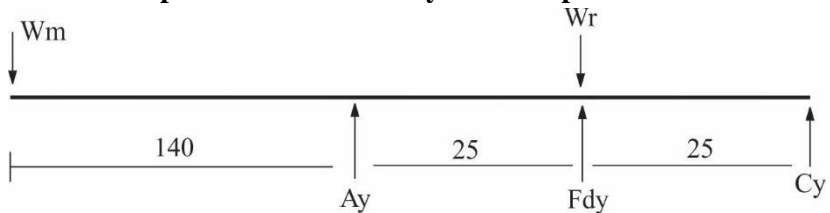
$$0 \leq X_2 \leq 50$$

$$X_2 = 0 \text{ mm} ; M_{h2} = 10,75 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 12,5 \text{ mm} ; M_{h2} = 5,375 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 25 \text{ mm} ; M_{h2} = 0 \text{ kgf.mm}$$

Reaksi Tumpuan Momen dan Gaya terhadap arah Vertikal



Dimana :

$$W_r : 1,9 \text{ kgf}$$

Sehingga:

$$\curvearrowright \sum M_{bA} = 0$$

$$-Wm(190mm) + Ay(50) + Fd_y(25mm) - W_r(25mm) = 0$$

$$-0,4(190mm) + Ay(50mm) + 1,23(25mm) - 1,9(25) = 0$$

$$-76 + 30,75 - 47,5 + 50Ay = 0$$

$$Cy = \frac{92,75}{50} \text{ kgf}$$

$$Cy = 1,855 \text{ kgf}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

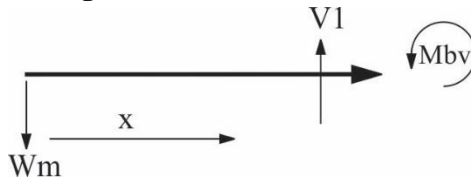
$$Ay + Fd_y - W_r + Cy - Wm = 0$$

$$Cy + 1,23 - 1,9 + 1,855 - 0,4 = 0$$

$$Cy - 0,785 \text{ kgf} = 0$$

$$Cy = 0,785 \text{ kgf}$$

Potongan 1



$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$-Wm + V1 = 0$$

$$-0,4 + V1 = 0$$

$$V1 = 0,4 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bv1} = 0$$

$$-M_{v1} - Wm(X_1) = 0$$

$$-M_{v1} - 0,4(X_1) = 0$$

$$M_{v1} = -0,4(X_1)$$

Sehingga nilai M_{v1} didapat:

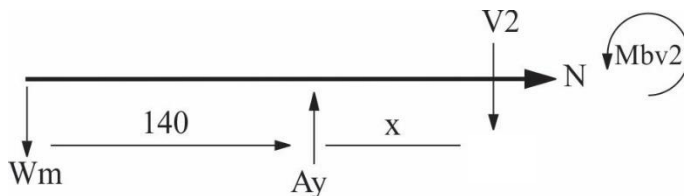
$$0 \leq X_1 \leq 140$$

$$X_1 = 0 \text{ mm} ; M_{v1} = 0 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 70 \text{ mm} ; M_{v1} = -28 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 140 \text{ mm} ; M_{v1} = -56 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 2



$$\begin{aligned}
& +\uparrow \sum F_y = 0 \\
& -W_m + A_y - V_2 = 0 \\
& -0,4 + 1,855 - V_2 = 0 \\
& 1,455 - V_2 = 0 \\
& V_2 = 1,455 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \curvearrowright \sum M_{bV_2} = 0 \\
& -M_{v_2} - W_m(140 + x_2) + A_y(x_2) = 0 \\
& -M_{v_2} - 0,4(140 + x_2) + 1,855(x_2) = 0 \\
& -M_{v_2} - 56 - 0,4(x_2) + 1,855(x_2) = 0 \\
& M_{v_2} = -56 + 1,455(x_2) \text{ kgf.mm}
\end{aligned}$$

Sehingga nilai M_{v_2} didapat:

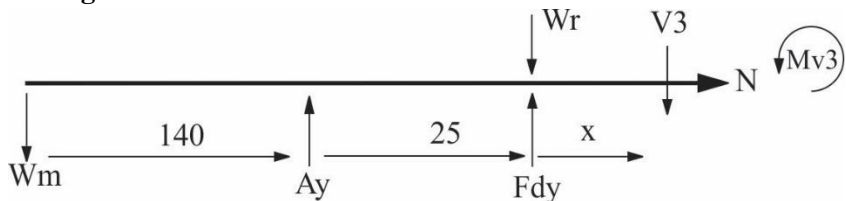
$$0 \leq x_2 \leq 25$$

$$X_2 = 0 \text{ mm} ; M_{v_2} = -56 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 12,5 \text{ mm} ; M_{v_2} = -37,813 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 25 \text{ mm} ; M_{v_2} = -19,625 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 3



$$\begin{aligned}
& +\uparrow \sum F_y = 0 \\
& -W_m + A_y + F_{dy} - W_r - V_3 = 0 \\
& -0,4 + 1,855 + 1,23 - 1,9 - V_3 = 0 \\
& -V_3 + 0,785 = 0 \\
& V_3 = 0,785 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \curvearrowright \sum M_{b_3} = 0 \\
& -M_{v_3} - W_m(165 + x_3) + A_y(25 + x_3) + F_{dy}(x_3) - W_r(x_3) \\
& \quad = 0
\end{aligned}$$

$$-M_{v3} - 66 - 0,4x_3 + 46,375 + 1,855(x_3) + 1,23(x_3) - 1,9(x_3) = 0$$

$$M_{v3} = -19,625 + 0,785(x_3) \text{ kgf.mm}$$

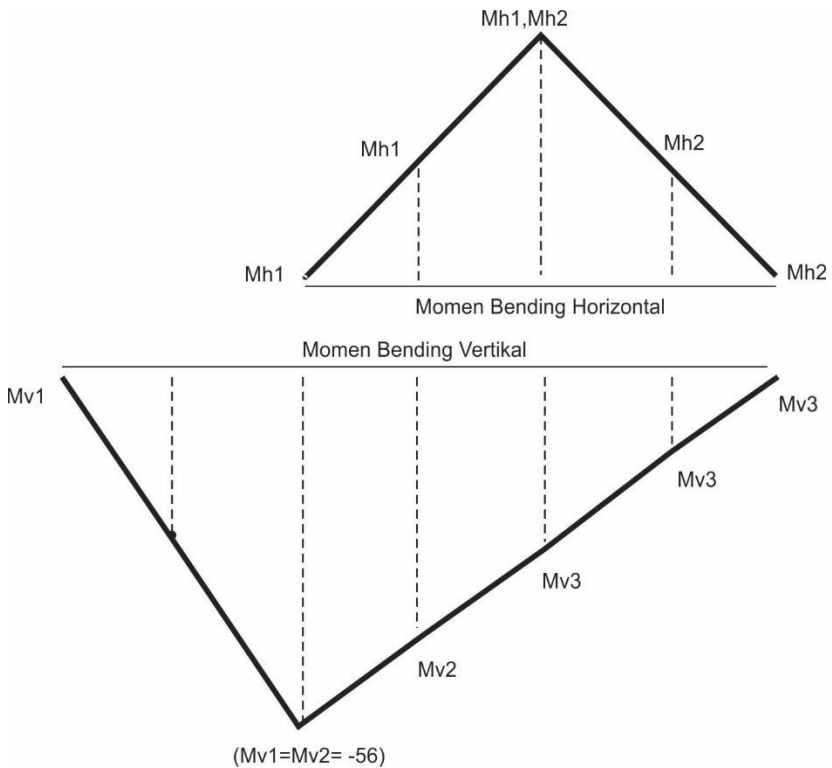
Sehingga nilai M_{v3} didapat:

$$0 \leq X_3 \leq 25$$

$$X_3 = 0 \text{ mm} ; M_{v3} = -19,625 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 70 \text{ mm} ; M_{v3} = -9,813 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 140 \text{ mm} ; M_{v3} = 0 \text{ kgf.mm}$$



Gambar 4.6 Diagram Momen bending Poros

Momen terbesar

Setelah menghitung besar momen bending terhadap arah horizontal dan Vertikal, selanjutnya mencari besar momen bending total pada setiap titik berdasarkan **Gambar 4.6** Diagram Momen bending Poros yang nantinya akan digunakan untuk mencari diameter poros. menghitung besar momen bending dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$M_b = \sqrt{(M_{bh})^2 + (M_{bv})^2}$$

Dimana:

M_{bh} = Momen bending pada arah horizontal

M_{bv} = Momen bending pada arah Vertikal

Setelah menghitung momen bending total disetiap titik, hasilnya pada titik C adalah momen bending terbesar pada poros dengan perhitungan sebagai berikut:

$$M_{bc} = \sqrt{(M_{bhB})^2 + (M_{bvA})^2}$$

$$M_{bc} = \sqrt{(10,75)^2 + (56)^2}$$

$$M_{bc} = 57,02 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

4.2.3 Perhitungan Diameter Poros

$$D^3 \leq \frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \cdot \sqrt{M + T}$$

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,5 \cdot S_{yp}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2}}$$

dimana:

$$M = 57,02 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T = 45 \text{ Kgf}$$

$$N = 2$$

Sehingga:

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2}{\pi \cdot 0,5 \cdot 57,02/\text{mm}^2} \cdot \sqrt{(57,02^2 + 45^2)} \text{kgf} \cdot \text{mm}}$$

$$D \geq 5,1 \text{ mm}$$

pada perencanaan menggunakan poros berdiameter 10 mm

4.3 Perhitungan Bearing

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

Diameter Poros	= 10 mm
Gaya <i>bearing</i> A	= (Ax) = 0,309 kgf = 0,681 lbf
	= (Ay) = 0,309 kgf = 0,681 lbf
Gaya <i>bearing</i> C	= (Cx) = 0,378 kgf = 0,833 lbf
	= (Cy) = 0,378 kgf = 0,833 lbf
Diameter shaft <i>bearing</i> A	= 10 mm
Diameter shaft <i>bearing</i> C	= 10 mm

Pada Tabel *basic load rating* Bearing (Lampiran 7) diketahui :

Diameter Shaft *bearing* A = 10 Diameter Shaft *bearing* C = 10 mm

$$C = 845 \text{ lbf}$$

$$C_0 = 1400 \text{ lbf}$$

4.3.1 Perhitungan Beban Radial pada Bearing

Untuk mencari beban equivalent dibutuhkan nilai dari beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a). beban aksial (F_a) sudah diketahui sedangkan beban radial (F_r) belum diketahui. Untuk mencari besar nilai beban radial (F_r) dapat dihitung dengan persamaan:

$$F_R = \sqrt{(F_x)^2 + (F_y)^2}$$

Dimana:

F_R = Gaya Radial Bearing

F_x = Gaya pada bearing yang terjadi pada sumbu X

F_y = Gaya pada bearing yang terjadi pada sumbu Y

Sehingga:

4.3.1.1 Beban Radial pada Bearing A

$$F_{RA} = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$F_{RA} = \sqrt{(0,681)^2 + (0,681)^2}$$

$$F_{RA} = 0,963 \text{ lbf}$$

4.3.1.2 Beban Radial pada Bearing C

$$F_{RC} = \sqrt{(F_{Cx})^2 + (F_{Cy})^2}$$

$$F_{RC} = \sqrt{(0,833)^2 + (0,833)^2}$$

$$F_{RC} = 1,178 \text{ lbf}$$

4.3.2 Perhitungan Beban Equivalen pada Bearing

4.3.2.1 Beban Equivalen pada Bearing A

Untuk mengetahui nilai beban ekivalen bearing (P) dapat dihitung dengan persamaan:

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

dimana:

$$F_s = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5 \text{ (lampiran 9)}$$

$$C_o = 1400 \text{ lbf (lampiran 7)}$$

$$F_a A = 0 \text{ lbf (beban aksial)}$$

$$F_R A = 0,963 \text{ lbf (beban radial)}$$

$$V = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = e \text{ jadi, } \frac{0}{1 \cdot 0,963 \text{ lbf}} = e$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{aA})$$

$$P = 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 0,963 \text{ lbf} + 0 \cdot 0 \text{ kgf})$$

$$P = 1,445 \text{ lbf}$$

4.3.2.2 Beban Equivalen pada Bearing C

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivalen bearing (P) didapat:

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_{RC} + Y \cdot F_{aC})$$

diketahui :

$$F_s = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5 \text{ (lampiran 9)}$$

$$C_o = 1400 \text{ lbf} = 635,03 \text{ Kgf (lampiran 15)}$$

$$F_{aC} = 0 \text{ lbf (beban aksial)}$$

$$F_{rC} = 1,178 \text{ lbf (beban radial)}$$

$$V = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = e \text{ jadi, } \frac{0}{1 \cdot 0,963 \text{ lbf}} = e$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_R C + Y \cdot F_a C)$$

$$P = 1,5(1 \cdot 1 \cdot 1,178 \text{ lbf} + 0 \cdot 0 \text{ kgf})$$

$$P = 1,767 \text{ lbf}$$

4.3.3 Umur Bearing A

Jadi umur bantalan A dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

dimana :

$$C = 845 \text{ lbf}$$

$$b = 3 \text{ (untuk ball bearing)}$$

$$n_p = 100 \text{ rpm (putaran poros beban maksimum)}$$

$$P = 1,445 \text{ lbf}$$

Sehingga :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 100 \text{ rpm}} \left(\frac{845 \text{ lbf}}{1,445 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 199.970.800,7 \text{ Jam}$$

Bila dalam satu hari kerja = 8 jam, maka umur bearing adalah 24.996.350,09 Hari.

4.3.4 Umur Bearing C

Jadi umur bantalan C dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

dimana :

$C = 845 \text{ lbf}$ (tabel pada lampiran 15)

$b = 3$ (untuk ball bearing)

$n_p = 100 \text{ rpm}$ (putaran poros beban maksimum)

$P = 1,767 \text{ lbf}$

Sehingga :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 100 \text{ rpm}} \left(\frac{845 \text{ lbf}}{1,767 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 797.021.024,3 \text{ Jam}$$

Bila dalam satu hari kerja = 8 jam, maka umur bearing adalah

99.627.628,04 Hari

4.4 Pembahasan

Banyaknya manfaat yang dihasilkan dari limbah botol kaca sehingga sangat menarik untuk mewujudkan sebuah alat atau mesin yang dapat memudahkan proses pemotongan botol kaca. Jika dilihat dari harga jual limbah botol kaca yang tinggi, alat ini tentunya berfungsi sangat baik, berharap nantinya mesin ini dapat membantu UKM yang bergerak di industri limbah botol kaca, yang memberikan sebuah karya berupa kerajinan tanaman hidroponik, lampu gantung, dan gelas.

Mesin pemotong botol kaca silinder mempunyai keunggulan dari segi tingkat keamanan yang lebih baik dari alat sebelumnya. Dengan meletakkan acrylic di area mata potong sebagai pelindung, sehingga geram pecahan botol kaca tidak mengenai mata dan tangan. Ada komponen yang belum diterapkan pada mesin pemotong botol kaca ini yaitu air pendingin (*coolant*) . memang pada dasarnya air

coolant sangat membantu dari segi keamanan karena air *coolant* dapat meredam banyaknya jumlah geram yang timbul akibat proses cutting berlangsung, sehingga dengan adanya *coolant* geram dapat dikurangi. Ada pertimbangan mengapa tidak menerapkan air *coolant* pada alat pemotong botol kaca, yaitu jumlah air yang digunakan akan lebih banyak terbuang karena putaran mata potong yang besar mengakibatkan air semprotan akan terurai ke berbagai tempat dan jika tetap menerapkan air *coolant* pada mesin pemotong botol kaca, *coolant* tidak berdampak banyak dari segi hasil pemotongannya. Maka dari itu alangkah baiknya jika mengurangi air *coolant* untuk meningkatkan efisiensi pada mesin pemotong botol kaca.

Proses pemotongan botol kaca lebih cepat karena mesin pemotong botol kaca yang diterapkan menggunakan mata gerinda *diamond wheel tool 4"*. Solusi untuk menggunakan mata potong *diamond* sangatlah tepat karena sifat dari botol kaca yang getas membuat benda ini mudah retak bahkan pecah. Memang dari segi harga mata gerinda *diamond* lebih mahal karena adanya butiran abrasif *diamond* yang terdapat di bagian permukaan mata potong. Tetapi mesin kami lebih membutuhkan kualitas dari segi hasil pemotongan botol kaca. Dengan kecepatan 1500 rpm yang ditransmisikan dari motor DC ke mata potong sangat membantu proses pemotongan ditambah lagi dengan menggunakan mata potong *diamond* jadi proses *cutting* lebih singkat.

Mekanisme atau prinsip kerja alat ini adalah dengan meletakkan botol kaca diatas dudukan roda *polyurethane*, dipilihnya roda *polyurethane* bukan tanpa sebab, karena mesin ini membutuhkan roda pencekam yang bersinggungan dengan botol kaca memiliki permukaan licin sehingga diperlukan material yang mempunyai daya rekat tinggi. sehingga botol kaca dan roda dapat berputar dengan baik tanpa ada selip. Setelah meletakkan botol kaca diatas roda, cekam botol kaca silinder dengan dudukan roda atas tanpa pengunci pegas, karena beban yang dihasilkan dari berat frame

roda atas sudah mampu mengurangi getaran pada saat proses *machining* berlangsung. Atur posisi bagian manakah yang akan dipotong, dengan cara menyamakan kedudukan tanda goresan dan mata potong. Geser pencekam bagian bibir botol kaca dan bagian bawah botol kaca untuk mendekat ke masing-masing permukaan botol yang berfungsi sebagai *jig & fixture*. Lakukan penyetelan untuk menentukan titik nol terlebih dahulu, karena sudut dari sensor potensio harus dibaca oleh program agar dapat memotong secara otomatis dan bertahap. Sebelum menekan tombol run pastikan seluruh elemen bekerja dengan baik dari mulai roda polyurethane hingga motor DC yang digunakan agar tidak terjadi *troubleshooting*, jika sudah dianggap aman tekan run pada remote LCD untuk melakukan proses pemotongan. Tunggu beberapa menit untuk memotong botol kaca silinder.

Adapun teknologi canggih yang terdapat pada mesin pemotong botol kaca untuk memudahkan kerja alat ini menjadi lebih *smart*. karena mesin pemotong botol kaca mengusung tema *smart glass bottle cutter* maka mesin harus bekerja secara otomatis yang mengadopsi dari mesin CNC, adanya sensor potensio (*Rotary Angel Sensor*) memiliki prinsip kerja yaitu terdiri dari sebuah elemen resistif yang membentuk jalur (*track*) dengan terminal di kedua ujungnya. Sedangkan terminal lainnya (biasanya berada di tengah) adalah Penyapu (*Wiper*) yang dipergunakan untuk menentukan pergerakan pada jalur elemen resistif (*Resistive*). Pergerakan Penyapu (*Wiper*) pada Jalur Elemen Resistif inilah yang mengatur naik-turunnya Nilai Resistansi sebuah Potensiometer, yang berfungsi dapat membaca titik nol sehingga mata potong dapat di setting sesuai dengan keinginan operator. Dengan adanya sensor potensio, diameter botol kaca yang berbedapun dapat dipotong dengan satu alat dengan mudah.

Masalah teknologi tidak cukup hanya di sensor potensio, masih banyak lagi yang perlu dibahas mengenai teknologi yang

terdapat pada remot LCD yang sangat membantu operator dalam menjalankan mesin. Remot LCD terdapat 4 buah tombol yang masing-masing tombol memiliki fungsi yang berbeda. Yang diulas saat ini yaitu tombol emergency (*emergency tool*) . ketika terjadi masalah pada saat proses pemotongan berlangsung, tombol ini sangat membantu untuk mengurangi tingkat kecelakaan kerja. Ketika pada saat operator menekan tombol merah (*emergency*) seluruh komponen yang bekerja langsung berhenti, mulai dari putaran spindle atau mata potong dan roda *polyurethane* yang digunakan untuk memutar botol kaca. setelah semua elemen mesin mati maka tombol emergency akan memberikan info berupa signal di Arduino untuk di transmisikan ke motor DC untuk menarik mata potong ke posisi normal. Nantinya berharap akan dikembangkan lagi sebuah inovasi yang serupa tetapi dengan metode *automatic emergency*, jadi operator tidak perlu lagi menekan tombol emergency jika terjadi *trial and error*.

Dengan adanya teknologi dan fitur canggih yang terdapat pada mesin ini, membuat hati bergerak untuk membuat hak paten atau yang lebih sederhana yaitu draft paten. Untuk mendapatkan sebuah draft paten tentunya tidak gampang, pemilik harus mengeluarkan dana yang cukup tinggi untuk mendaftarkan sebuah paten. Lamanya perlindungan yang diberikan oleh institusi tidaklah lama, seperti contoh hak paten yang perlindunganya hanyalah 20 tahun untuk paten biasa dan 10 tahun untuk paten sederhana. Dari harga yang lumayan mahal dan lagi pemilik harus mengurusnya secara berkala jika ingin barangnya masih terdaftar di departemen perlindungan Hak dan Kekayaan Intelektual. Tapi dibalik itu semua ada keuntungan yang dirasakan bagi Negara, seperti paten dapat menggagalkan perkembangan teknologi dan ekonomi suatu Negara, paten membantu menciptakan suasana yang kondusif bagi tumbuhnya industri-industri lokal, paten membantu perkembangan teknologi dan ekonomi Negara lain dengan fasilitas lisensi, paten

membantu tercapainya alih teknologi dari Negara maju ke Negara berkembang.

Bicara mengenai efisiensi mesin pemotong botol kaca lebih murah dari segi komponen dan juga proses manufacture. Tidak terdapat bahan kimia dalam proses pembuatan mesin ini. Melihat dari berkembangnya sebuah teknologi seharusnya teknologi tepat guna mampu bersaing dengan industry menengah atas, maka dari itu mesin pemotong botol kaca silinder ini harus dibuat se efisien mungkin dari biaya operasional dan juga kapasitas produksi.

Perlu diketahui biaya operasional atau yang disebut juga dengan Operating Expenses merupakan sejumlah biaya yang harus dikeluarkan oleh suatu perusahaan untuk mendukung operasi atau kegiatan yang dilakukan oleh perusahaan tersebut. Biaya Operasional biasanya dapat berupa biaya untuk penjualan dan administrasi untuk mendukung pendapatan. Biaya operasional yang ada pada mesin pemotong botol kaca ini mampu mengatasi masalah yang terdapat pada UKM pengolahan limbah botol kaca.

Untuk mencapai sebuah target pemasaran, sebuah perusahaan atau UKM kecil maupun menengah harus mempunyai tujuan. Seperti halnya kapasitas produksi harus lebih tinggi dari sebelumnya. Sedangkan mesin pemotong botol kaca yang dirancang saat ini mempunyai kapasitas produksi yang sangat baik, bahkan bisa meningkat 2-3 kali lipat. Sebelum adanya sebuah mesin pemotong botol kaca, semua aktifitas manufaktur dilakukan dengan cara manual, sehingga jumlah produksi untuk 1 unit botol kaca yang dijadikan sebuah produk kerajinan membutuhkan waktu 15 menit. Sangat disayangkan seharusnya waktu 15 menit mampu menghasilkan 3 unit kerajinan botol kaca. Lebih rinci lagi mesin pemotong botol kaca memiliki kapasitas produksi 30 botol kaca perjam dan itu sudah termasuk loading dan unloading. Bisa dibayangkan ketika sebuah UKM menggunakan alat ini mereka mampu mendapatkan jumlah bahkan kapasitas produksi yang sangat

meningkat. Memang ada sedikit permasalahan di mesin ini yang hanya mampu memotong botol kaca berbentuk silinder. Tetapi itu bukan hal yang perlu dikhawatirkan karena botol kaca yang paling kuat di pasaran global yaitu botol kaca berbentuk silinder.

Beberapa kesimpulan yang didapatkan dari mesin ini yaitu mudah dioperasikan oleh siapapun atau orang awam, mengapa demikian. Karena mesin dirancang seperti prinsip atau cara kerja CNC (*Computer Numeric Control*), yang membedakan adalah jika CNC harus menginput data berupa gambar skema atau melalui diagram atau grafik nomor. Sehingga sang operator juga perlu waktu untuk belajar bagaimana cara input data agar CNC dapat berjalan. Mesin yang dirancang saat ini memang hampir mirip dengan CNC tetapi yang membedakan dari pengambilan data. Alat ini untuk mendeteksi sebuah indicator penentuan titik nol menggunakan sensor potensio, karena sensor ini sangat mudah untuk membaca sudut dari putaran poros. Operator mampu menyetel alat melalui layar LCD dengan rentan waktu 10-20 detik, setelah didapatkan hasil maka operator tinggal menekan tombol *run* pada LCD. Dan operator bisa meninggalkan mesin sampai proses pemotongan terjadi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari pendekatan perhitungan dan perencanaan pada “*Rancang Bangun Mesin Pemotong Botol Kaca Silinder Dengan Berbagai Ukuran*” ini diperoleh hasil sebagai berikut :

1. Berhasil membuat mesin pemotong botol kaca silinder dengan dimensi 500mm x 330mm x 500mm.
2. Untuk proses pemotong botol kaca dibutuhkan gaya pengerindaan sebesar 1,4 kgf. Daya motor yang didapatkan dari pendekatan perhitungan sebesar 10,7 W, sehingga motor yang digunakan adalah motor DC dengan daya 50 W dengan putaran 1500 rpm. Untuk memutar botol kaca melalui roda direncanakan digerakan oleh motor dengan daya yang didapat dari perhitungan sebesar 4,6 W, sehingga motor yang digunakan adalah motor DC dengan daya 10 W dengan putaran 100 rpm.
3. Poros yang digunakan adalah poros dengan diameter 10mm dan panjang 190mm dengan bahan .
4. Tipe *bearing* yang digunakan pada poros adalah tipe *single row ball bearing*, dengan prediksi umur *bearing* A yaitu 199.970.800 hari dan predikisi umur *bearing* C yaitu 99.627.628,04 hari.

5.2 Saran

1. Sebaiknya digunakan toggle clamp untuk mencekam jig&fix botol sehingga proses menjadi lebih mudah dan cepat.
2. Sebaiknya digunakan roda pu dengan dimensi ukuran yang lebih besar dan seragam sehingga botol tidak bergerak maju mundur.

3. Pencekam roda bawah dibuat adjustable agar tidak perlu bongkar pasang jika ingin memotong botol dengan dimensi lain.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow
- Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engineering And Technology*, Sixth Edition, Addison Wesley.
- Limbachiya,M.C&Roberts,J.J.(2004).*Glass Waste*. London: Thomas Telford
- McGraw-Hill Concise Encyclopedia of Engineering. © 2002 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Rusia: McGraw-Hill Companies
- Prof. Richard Lehman. 2014. *The Mechanical Properties of Glass*. New Jersey: Rutgers University, USA
- Sularso,Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10.PT. Pradnya Paramita, Jakarta
- www.ebottles.com/articles/GlassHistory.htm *History of glass bottles* diakses pada 25 01 2016 (14:30)
- www.slideplayer.com/slide/5960060/ diakses pada 28 03 2016 (08:05)
- www3.nd.edu/~manufact/MPEM_pdf_files/Ch08.pdf diakses pada 02 04 2016 (10:45)
- www.aliexpress.com/articles/GlassHistory.htm *History of glass bottles* diakses pada 20 04 2018 (14.30)
- www.slideshare.net/nakulrtm/cutting-speed-feedanddoc?next_slideshow=1 diakses pada 17 04 2016 (20:30)
- Ndaru, Rosyidah A, 2017. *Mesin Pemotong Botol Kaca Persegi*, Surabaya: Indonesia
- Vian R, Ardian D.P. 2016. *Mesin Pemotong Botol Kaca Posisi Horizontal*, Surabaya: Indonesia

Lampiran 1a. Tabel Konversi Satuan

TABLE. 1 Conversion Factors

Area

$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$

Conductivity

$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
$= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$	

Density

$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	

Energy

$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	

Force

$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$	

Gravitation

$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
-----------------------------	-------------------------------

Heat capacity, specific entropy

$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$	$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
--	--

Heat flux (per unit area)

$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
---	--

Heat transfer coefficient

$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$
--	--

Length

$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.37 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

Lampiran 1b. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors		
Specific kinetic energy (V^2)		
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$	
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$	
Specific potential energy (Zg)		
$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$	
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$	
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$	
Specific volume		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$		
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$	
Temperature		
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$	
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$	
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$	
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$	
Universal Gas Constant		
$R = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$	
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol} \cdot \text{R}$	
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L/kmol} \cdot \text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$	
	$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2) \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$	
Velocity		
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$	
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$	
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$	
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$	
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$	
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$	
Volume		
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$	
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$	
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$	

Lampiran 1c. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 Psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 mm H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. *Safety Factor*

1	N = 1,25 – 1,5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	N = 1,5 – 2 for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	N = 2 – 2,5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4	N = 2,5 – 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, stress.
5	N = 3 – 4 for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6	N = 3 – 4 should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

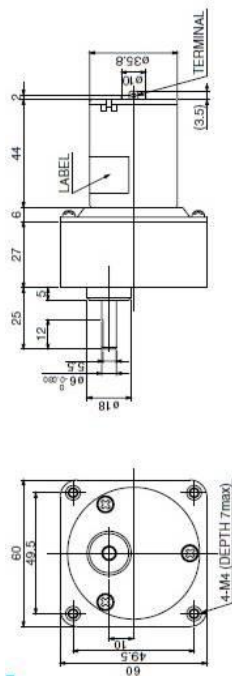
Lampiran 3. Tabel Kekuatan Material

Mechanical Properties of Materials -- Comparison						
Material	Density	Modulus	Yield	Ultimate	Specific Yield	Specific Stiffness
Glass	2.6	70	70	70	26.9	26.9
Aluminum, Alloy 1100-H14	2.7	69	110	120	40.7	25.6
Steel, High Strength, low range	7.85	200	340	550	43.3	25.5
Magnesium, low	1.8	43	80	140	44.4	23.9
Steel, hot rolled, 1% C	7.85	200	580	960	73.9	25.5
Glass, Phys Tempered	2.6	70	210	210	80.8	26.9
Steel, High Strength, high range	7.85	200	1000	1200	127.4	25.5
Aluminum, Alloy 2014-T6	2.7	72	410	500	151.9	26.7
Magnesium, high	1.8	43	280	340	155.6	23.9
Titanium, low	4.5	110	760	900	168.9	24.4
Glass, Chem. Tempered	2.6	70	500	500	192.3	26.9
Titanium, high	4.5	110	1000	1200	222.2	24.4
Glass, Fibers	2.6	70	4000	4000	1538.5	26.9

Lampiran 4. Tabel Ukuran Dasar Ulir Segi Empat

Square Treads			Modified Square Treads	Square Treads			Modified Square Treads
Nominal dia, in.	Treads per inch	Minor Dia, in	Thickness of the Tread at the Rott*, in	Nominal dia, in.	Treads per inch	Minor Dia, in	Thickness of the Tread at the Rott*, in
1/4.	10	0.163	0.0544	1/4.	3	1.208	0.1812
2/8.	8	0.266	0.0680	2	2.25	1.612	0.2416
1/2.	6,5	0.366	0.0837	2.5	2	2.063	0.2718
3/4.	5	0.575	0.1087	3	1.75	2.500	0.3160
1	4	0.781	0.1357	4	1.5	3.418	0.3624

EB



Allowable torque-speed characteristics

MODEL	5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
GEAR RATIO	5	10	12.5	15	18	25	30	50	75	100	150	200	300	500	750	1000		
TG-8C-BE (12V)	SPEED(km/h)	926	448	354	285	247	183	148	80.7	50.6	44.3	30.3	23.7	16.1	10	6.8	5.1	
	TORQUE(mkgm)	39.2	88.2	117.6	127.4	147	196	235	392	539	735	950	950	950	950	950	950	
	TORQUE/kg cm	0.4	0.9	1.2	1.3	1.5	2	2.5	4	5.5	7.5	10	10	10	10	10	10	
TG-8C-BE (24V)	SPEED(km/h)	922	447	354	294	247	186	148	80.5	50.6	44.4	30.2	23.5	16	9.9	6.7	5.1	
	TORQUE(mkgm)	39.2	88.2	117.6	127.4	147	196	245	392	539	735	950	950	950	950	950	950	
	TORQUE/kg cm	0.4	0.9	1.2	1.3	1.5	2	2.5	4	5.5	7.5	10	10	10	10	10	10	
Tg-8C-BE (24V)	SPEED(km/h)	1321	643	510	425	356	267	214	129	85.6	64.1	43.3	32.4	22.4	13.8	9.3	7	
	TORQUE(mkgm)	39.2	88.2	117.6	127.4	147	196	245	392	539	735	950	950	950	950	950	950	
	TORQUE/kg cm	0.4	0.9	1.2	1.3	1.5	2	2.5	4	5.5	7.5	10	10	10	10	10	10	

GEAR RATIO	STAGE	TORQUE (kg-cm)	WEIGHT (g)
1/3-1/12.5	2	10	255
1/15-1/60	3	10	270
1/75-1/250	4	10	285
1/300-1/1000	5	10	300

Lampiran 6. Pemilihan Pasak

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key, set to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key, set to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{7}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{16}$	0.517	$\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{1}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$1\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1947.

*Tolerance on W is -0.0010 in. for shafts $\frac{1}{2}$ to $1\frac{1}{4}$ in., inclusive; -0.0015 in. for shafts $1\frac{1}{2}$ to $1\frac{3}{4}$ in., inclusive; -0.0030 in. for shafts 2 to 6 in., inclusive.

Lampiran 7. Standart Dimensi pada Bearing

Standart dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03											
			Width B mm		Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Steep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
			5	6	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012												
5	19	0,012	6											
6														
7														
8														
9														
10	35	0,024	11											
12	37	0,039	12				845	1400						
15	42	0,039	13		530	1630	1040	1680						
17	47	0,039	14		590	1650	1220	1960						
20	52	0,039	15		820	2170	1470	2340						
25	62	0,039	17		900	2150	1750	2750	1920	3000				
30	72	0,039	19		1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
35	80	0,059	21		1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
40	90	0,059	23		2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
45	100	0,059	25		2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
50	110	0,079	27		3680	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17900
					3830	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumber: Deutschman, 1975

Lampiran 8. Nilai faktor X dan Y pada *Bearing*

Bearing type		Inner ring		Single row		Double row				e
		Rotating	Stationary	$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
Deep groove ball bearing	F_a/C_0	V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
	.014	1	1.2	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	.19
	.028				1.99				1.99	.22
	.056				1.71				1.71	.26
	.084				1.55				1.55	.28
	.11				1.45				1.45	.3
	.17				1.31				1.31	.34
	.28				1.15				1.15	.38
	.42				1.04				1.04	.42
.56				1.00				1.00	.44	
Angular contact ball bearing	20	1	1.2	.43	1.0	1	1.09	.70	1.63	.57
	25			.41	.87		.92	.67	1.44	.68
	30			.39	.76		.78	.63	1.24	.80
	35			.37	.66		.66	.60	1.07	.95
	40			.35	.57		.55	.57	.93	1.14
Self aligning ball bearing		1	1	.4	.4 $\cot\alpha$	1	.42 $\cot\alpha$.65	.65 $\cot\alpha$	1.5 $\tan\alpha$

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 9. Service Factor Bearing

<i>No</i>	<i>Type of service</i>	<i>Multiply calculated load by following factors</i>	
		<i>Ball Bearing</i>	<i>Roller Bearing</i>
<i>1</i>	<i>Uniform and steady load</i>	<i>1,0</i>	<i>1,0</i>
<i>2</i>	<i>Light shock load</i>	<i>1,5</i>	<i>1,0</i>
<i>3</i>	<i>Moderate shock load</i>	<i>2,0</i>	<i>1,3</i>
<i>4</i>	<i>Heavy shock load</i>	<i>2,5</i>	<i>1,7</i>
<i>5</i>	<i>Extreme and indefinite shock load</i>	<i>3,0</i>	<i>2,0</i>

Lampiran 10. Mechanical Properties of Steel

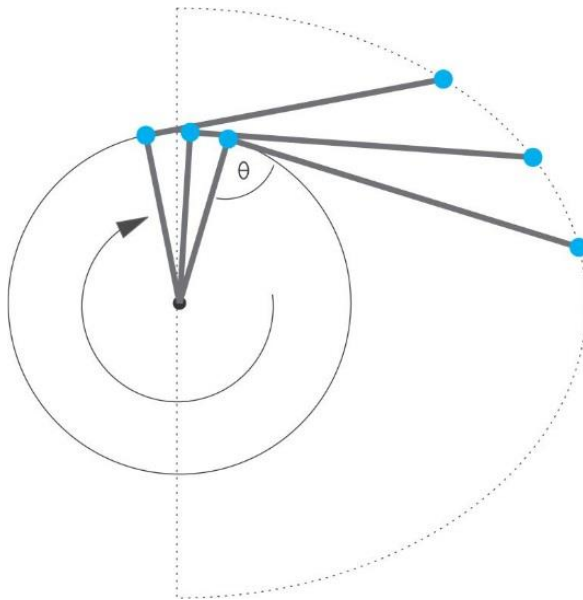
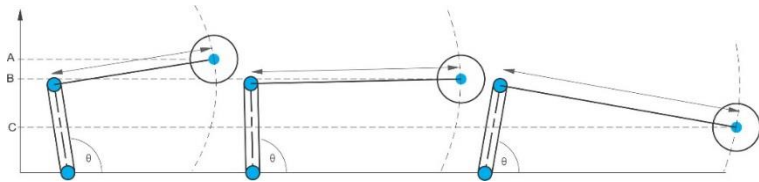
AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
	CDA	117	95	15	43	235	55
4640	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
	CD	92	77	20	55	187	65
5120	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
	HR	89	65	25	63	192	60
8620	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
	HR	115	75	22	58	241	45
E9310	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
	HR	123	80	18	47	241	—
9440	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Mechan. ability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	177	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
1118	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
2330	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
3140	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

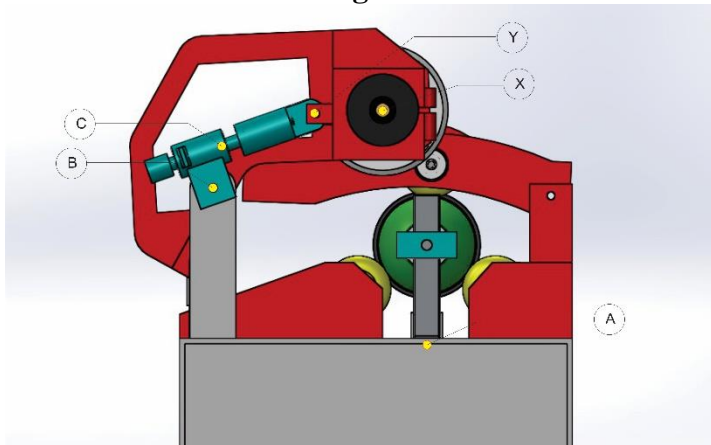
SOURCE: *ASME Handbook-Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1964; *Ryan's Data Book*, Joseph T. Ryan and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

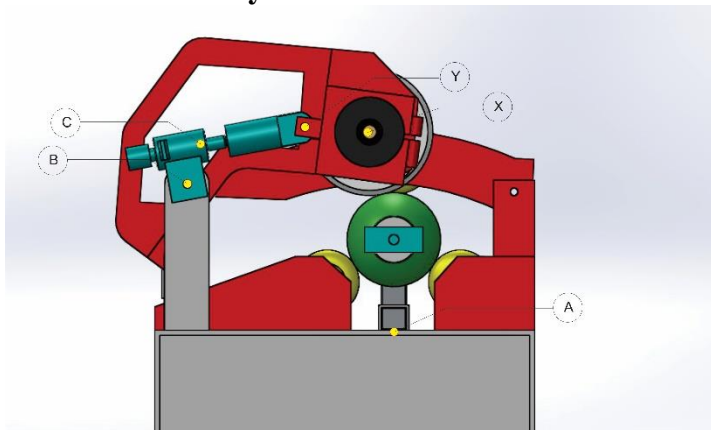
Lampiran 11. Skema Kinematika Gerak Proses Pemotongan Botol Kaca



Posisi 0 Frame belum bergerak



Posisi Frame menyentuh botol



Posisi	Step	A-X (mm)	B-Y (mm)	C-Y (mm)	rpm	Keterangan
0		200	90	70	0	Posisi Frame belum bergerak
1		170	109	95	35	Posisi DW menyentuh botol
2	1	169	110	96	35	Posisi Dw memotong botol sejauh 0,5 mm
2	2	168.5	111	97	35	Posisi Dw memotong botol sejauh 1 mm
2	3	168	111.3	98.3	35	Posisi Dw memotong botol sejauh 1,5 mm
2	4	167.5	111.6	98.6	35	Posisi Dw memotong botol sejauh 2 mm
2	5	167	111.9	98.9	35	Botol terpotong

BIODATA PENULIS

Penulis I



Penulis bernama lengkap Aulya Fadhilah Achmad, 22 Maret 1998 merupakan anak pertama dari dua bersaudara pasangan Bapak Prametha Armunanto dan Ibu Sulikah yang beralamat di Perumahan Sidokare Inda Blok X-12 RT.32 RW.09 Kecamatan Sidoarjo, Kabupaten Sidoarjo, Jawa Timur. Pendidikan formal pertama adalah SDN Sidokare 3 Sidoarjo, SMP Hang Tuah 5 Candi, Sidoarjo, dan SMKN 3 Buduran, Sidoarjo. Setelah lulus, penulis diterima di Departemen Teknik Mesin Industri Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS Prov. Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211500010013.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi Ketua Divisi Komunikasi dan Informasi FORKOM M3NER-ITS periode 2017-2018, ESQ Basic Training pada tahun 2015, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2015, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2015.

BIODATA PENULIS

Penulis II



Penulis bernama lengkap Alif Hardian Putra, Malang 05 Juni 1997 merupakan anak pertama dari Pasangan Bapak Hariadi dan Ibu Rochana Syayidah yang beralamat di Perumahan Desa Ploso RT 4/RW 03, Kecamatan Kendal Kabupaten Ngawi, Jawa Timur. Pendidikan formal pertama adalah MIN Ngamban, MTSN Manikan Magetan, dan SMA 2 Magetan. Setelah lulus, penulis diterima di Departemen Teknik Mesin

Industri Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS Prov. Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211500010034.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi mentor Trainer Entrepeuner periode 2017-2018, ESQ Basic Training pada tahun 2015, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2015, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2015.